

REMARKS

By the above actions, claims 1-4, 6, 7, 11, 13, and 14 have been amended. In view of these actions and the following remarks, further consideration of this application is requested. Additionally, since the only amendments made are those which address the Examiner's objections and rejection for indefiniteness, it is submitted that no new issues requiring further consideration and/or search are raised thereby and that they place this application in better form for appeal or allowance. Thus, entry of this Amendment is appropriate in accordance with 37 CFR § 1.116.

With regard to the objection to claims 1-6, 10 and 11 and rejection for indefiniteness of claims 1-6 and 11, all of the points raised by the Examiner have been addressed by the above amendments, so that the claims are now clear and definite. Therefore, withdrawal of the objection to and rejection of the claims is also in order and is hereby requested.

Claims 1-14 were rejected under 35 USC § 112, first paragraph as failing to comply with the enablement requirement. This rejection is respectfully traversed for the following reasons.

First, the Examiner is reminded that the specification need only be written to the level of the person skilled in the art, such that it need not describe what is within such a person's knowledge. In the present case, once being told that two knives are to be driven simultaneously with different strokes, the selection of an appropriate drive structure for driving the knives in the claimed manner becomes a simple task that was clearly within the capabilities of the person of ordinary skill, particularly given what is shown in the drawings. In this regard, the Examiner's attention is directed to the appended U.S. Patent 4,692,217 to Lemke and German Patent DE 41 35 386 A1, both of which show devices have drives that produce strokes of different elements that have different stroke lengths.

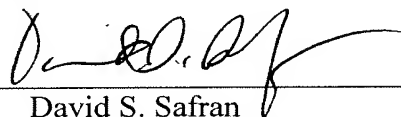
However, even without regard to prior art of the type that has been presented for the Examiner's consideration, it is very clear from the drawings how the first and second knives are movable in strokes that different from each other. That is, as can be seen with the assistance of the attached marked copy of Fig. 5, the knives 4, 5 are moved via the two gear mechanisms 14, 15. The first mechanism 15 is a simple rotary disc (15A on the attached copy of Fig.5) with an eccentrically mounted pivot (15B on the attached copy of Fig.5) connecting the disc to a crank arm (15C15A on the attached copy of Fig.5) so that it produces

reciprocation of blade 4 by a distance equal to the diameter of the rotary disc; such a drive is extremely well known for various purposes. The second mechanism for reciprocating of the knife 5 is a little more complex, but also is very straight forward, being a crank mechanism (toward which arrow 14 points) that is not all that much different in concept from that conventionally used to reciprocate a piston, but with the stroke length of the knife 5 being dictated by movement of the rod (labeled 14A on the attached copy of Fig.5) in the slot (14B on the attached copy of Fig. 5) as the crank mechanism extends and contracts. By using two different mechanism in this manner, despite the different stroke lengths, the timing of the movements can be set so that the two knives can be returned simultaneously (as stated on page 7 of the specification).

Therefore, it is submitted that the Fig. 5 would, in fact, enable a person of ordinary skill in the art to make and use the claimed invention without any further illustrations or descriptions beyond those originally provided. Moreover, as shown by the prior art submitted, various other drives were known at the time that the invention was made which could be used to produce the two different blade strokes given the teaching of the present invention to do so. Accordingly, the rejection under the first paragraph of § 112 should be withdrawn and such action is hereby requested.

While this application should now be in condition for allowance, there being no outstanding prior art rejections, in the event that any issues should remain after consideration of this response which could be addressed through discussions with the undersigned, then the Examiner is requested to contact the undersigned by telephone for that purpose.

Respectfully submitted,

By: 
David S. Safran
Registration No. 27,997

Customer No. 25570

Roberts Mlotkowski Safran & Cole, P.C.
P.O. Box 10064
McLean, VA 22102

Direct Telephone: (703) 584-3273

DSS:kmm

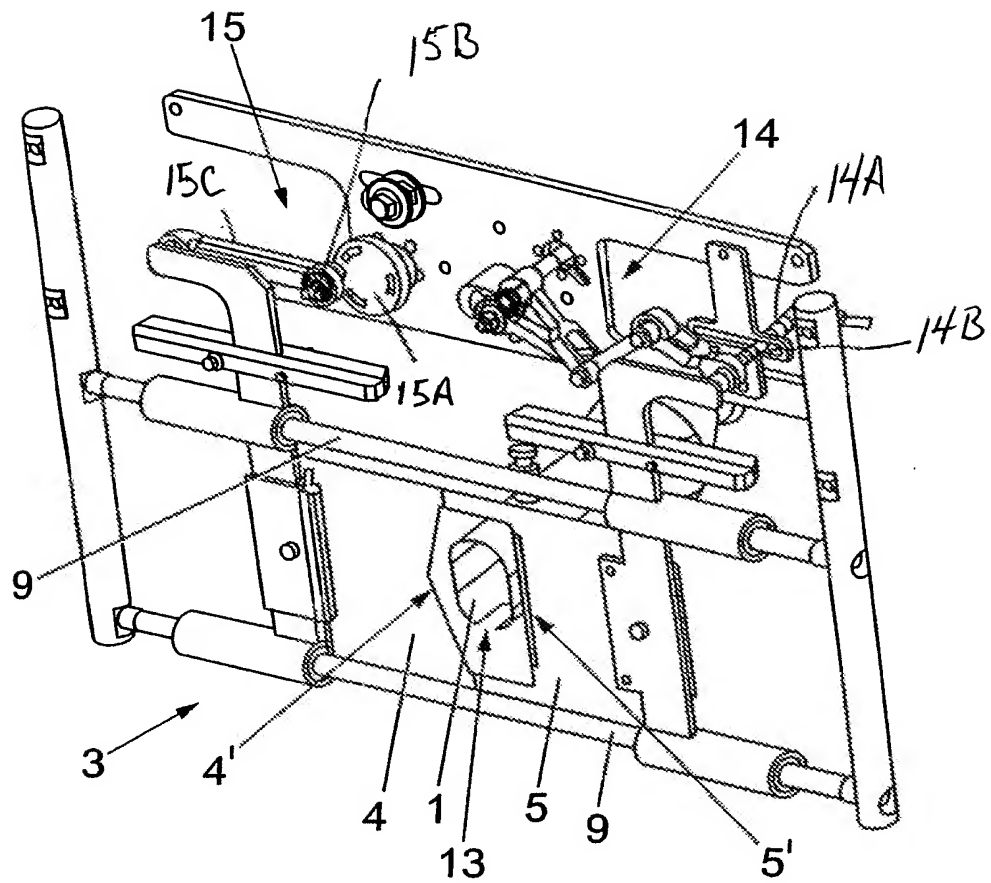


Fig . 5

United States Patent [19]
Lemke et al.

[11] **Patent Number:** **4,692,217**
[45] **Date of Patent:** **Sep. 8, 1987**

[54] **READJUSTMENT DEVICE FOR COKE
OVEN BATTERIES**

[75] **Inventors:** **Otto Lemke, Recklinghausen;**
Manfred Krause,
Herten-Langenbochum, both of Fed.
Rep. of Germany

[73] **Assignee:** **Firma Carl Still GmbH & Co. KG,**
Fed. Rep. of Germany

[21] **Appl. No.:** **760,314**

[22] **Filed:** **Jul. 29, 1985**

[30] **Foreign Application Priority Data**

Jul. 28, 1984 [DE] Fed. Rep. of Germany 3427991

[51] **Int. Cl.⁴** **C10B 21/10; C10B 21/14**

[52] **U.S. Cl.** **202/151; 74/108;**
202/141

[58] **Field of Search** **202/141, 142, 143, 144,**
202/151, 270, 239; 74/89.2, 89.21, 89.22, 108,
517; 137/309

[56] **References Cited**

U.S. PATENT DOCUMENTS

3,630,222	12/1971	Tucker	202/143
3,751,342	8/1973	Gidick	202/141
4,085,008	4/1978	Kinzler	202/151
4,159,924	7/1979	Lemke et al.	202/142

FOREIGN PATENT DOCUMENTS

1188553 3/1965 Fed. Rep. of Germany ..

Primary Examiner—Barry S. Richman

Assistant Examiner—Joye L. Woodward

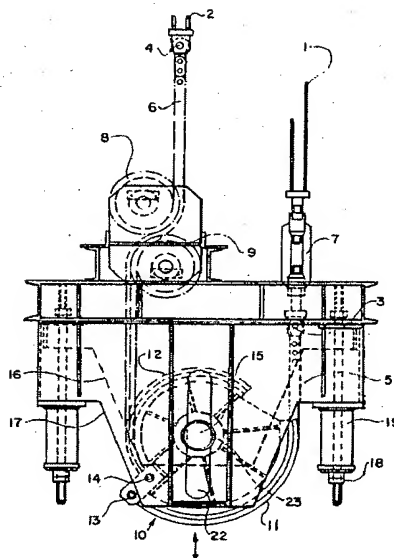
Attorney, Agent, or Firm—McGlew and Tuttle

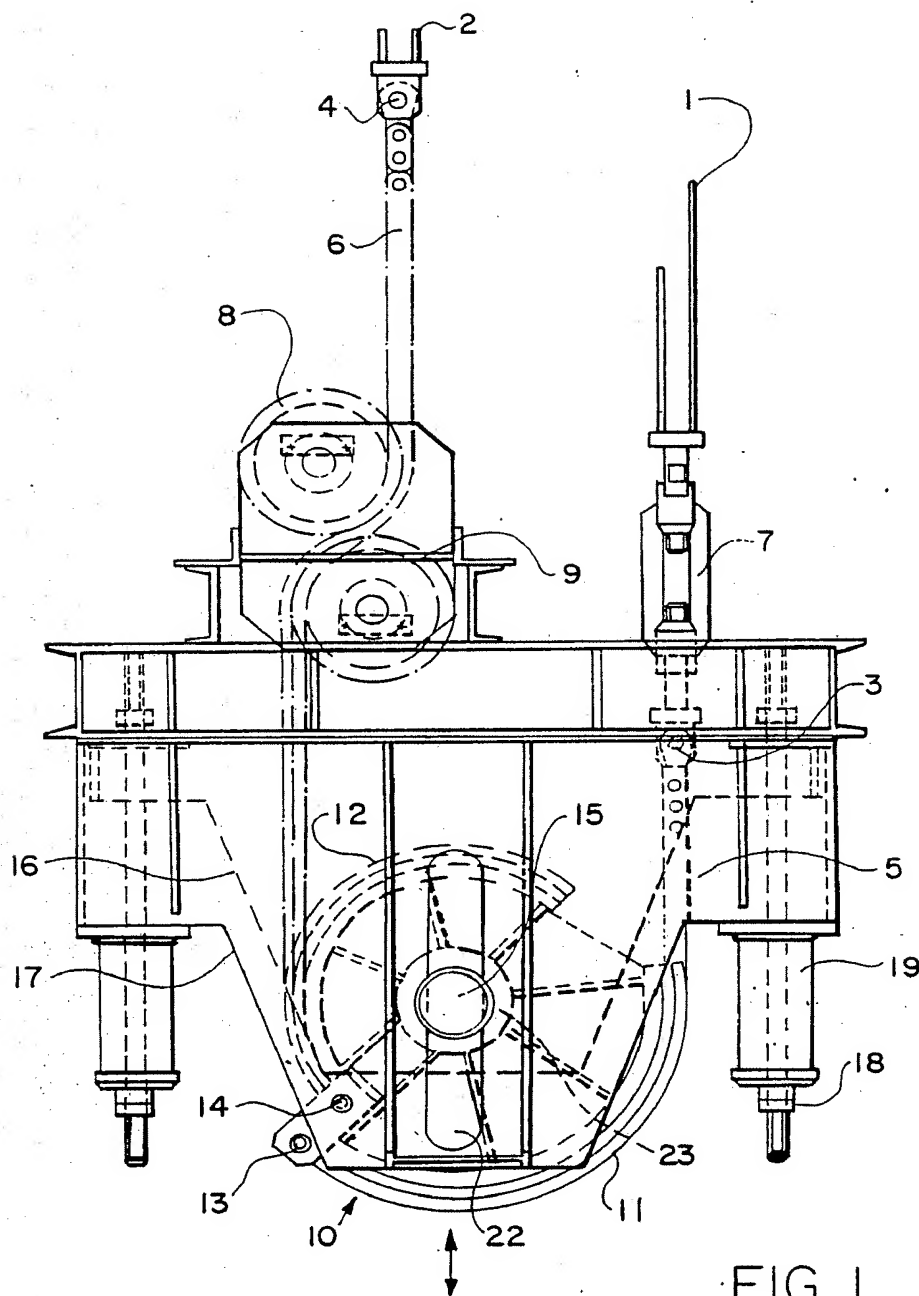
[57]

ABSTRACT

The invention relates to a readjustment device on coking oven batteries with linkages, disposed in a master gallery so as to be movable in the longitudinal direction of the battery, for the actuation of shutoff members on the individual ovens of the coking oven battery. The linkages, to be moved simultaneously and oppositely in the master gallery, are joined to each other at one end of the coking oven battery through a guide pulley and this guide pulley is provided with pulley segments having different radii to obtain different strokes at the linkages.

13 Claims, 2 Drawing Figures





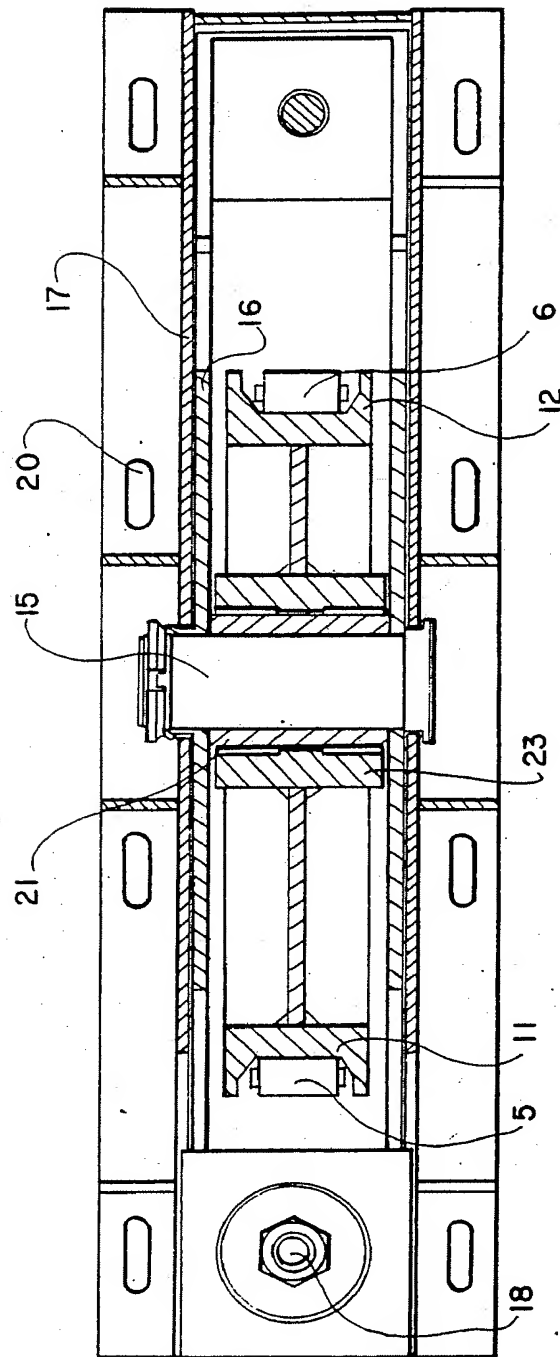


FIG. 2

READJUSTMENT DEVICE FOR COKE OVEN BATTERIES

FIELD AND BACKGROUND OF THE INVENTION

This invention relates in general to coke ovens and in particular to a new and useful mechanism for operating shutoff members of individual coke ovens of a coke oven battery.

The invention relates particularly to a readjustment device on coke oven batteries with linkages, disposed in the master gallery so as to be movable in the longitudinal direction of the battery, for the actuation of the shutoff members on the individual ovens of the coke oven battery.

Known from German No. AS 11 88 553 is a readjustment device for the regeneratively heated coke oven batteries in which the gas cocks, the waste heat valves, and the air flaps of the individual ovens are connected to linkages actuated by hydraulically operated working cylinders fed via a control unit. For actuation in one direction, a pressure medium is admitted to the working cylinders, and for the return of the pressureless working cylinders, counterweights, mounted at the other end of the battery, are provided. This arrangement requires a separate working cylinder and a separate counterweight of considerable size for each individual linkage to actuate the gas cocks, waste heat valves, and air flaps. Especially when coke oven batteries are heatable with lean gas and rich gas, possibly with waste heat flues and gas lines disposed on the coke side or on the machine side only, there is not enough room for such arrangements.

Also known from German No. PS 21 64 203 is a device for the mechanical readjustment of the valves of a coke oven battery in which the readjusting machine is connected by actuating rods to a chain construction running around the coke oven battery. This construction requires a great deal of space in the end zones of the batteries and does not make sense especially when the gas and waste heat ducts are provided on one side (machine side or coke side) of the battery only. The simultaneous actuation of shutoff members on the machine side as well as the coke side is possible only if they also have the same stroke on both sides.

SUMMARY OF THE INVENTION

The invention provides a readjusting device which is of space-saving design and operates without counterweights and without having to circle the entire coke oven battery.

According to the invention, valves to be moved simultaneously and oppositely in a master gallery, are connected to each other at one end of the coke oven battery through a guide pulley. This guide pulley is provided with pulley segments of different radii to obtain different strokes at the linkages.

Due to the arrangement according to the invention it is possible, especially when coke oven batteries with so called lengthwise regenerators going through from the coke side to the machine side are involved, to feed in or discharge the combustion media and/or the waste heat from one side, it then being possible to execute several simultaneous readjusting operations in which the readjusting linkages move in opposite directions. The actuation mechanisms such as hydraulic cylinders may then be provided at one end of the battery and a maximum of

two hydraulic cylinders is required to actuate e.g. two readjusting linkages. In a readjusting operation, one hydraulic cylinder purposefully pulls one linkage while the hydraulic cylinder on the other linkage is pulled along without pressure for opening the valves. At the other end of the battery, both readjusting linkages are connected to a guide pulley assembly, the linkages being disposed at different distances from the guide pulley shaft to compensate for different linkage strokes. The greater stroke linkage is disposed further away from, and the shorter stroke linkage closer to, the guide pulley shaft. The two fastening points on the guide pulley assembly move along different circular arcs to actuate the readjusting linkages. This makes it possible to bring about different translatory motions of the readjusting linkages by means of one guide pulley assembly. A simple, space-saving, material-saving, and operationally safe design is obtained in this manner.

To set different linkage distances in both horizontal and vertical direction the invention suggests the provision of at least one guide roller near the guide pulley assembly or, the guide pulley assembly may be tilted, the pulley segments may also be disposed at different levels on the central, vertical guide pulley shaft. This makes it possible in a simple manner to obtain a readjustment linkage arrangement in the master gallery to meet the requirements in every direction.

According to the invention, the connection between the linkages and fastening at the guide pulley may advantageously consist of movable elements such as ropes, chains, and in particular multiple roller chains or flyer chains. To simplify assembly and the setting of the fastening points on the guide pulley assembly, a turnbuckle may be provided in at least one linkage. In addition, the invention provides for the guide pulley assembly to be mounted adjustably and/or elastically in the longitudinal direction of the battery. This makes it possible to compensate, in a simple manner, for changes in length due to temperature fluctuations or high stresses in tension.

Finally, it has proven to be advantageous to mount the guide pulley shaft in an inner box which is movable in the longitudinal direction of the battery and guided in elongated holes of an outer, stationary box. These boxes, nested in one another, prevent in particular a lateral tilting and canting of the guide pulley assembly. The outer box may be mounted to its stationary mount by only a few fastening and adjusting screws.

Accordingly it is an object of the invention to provide an improved device for actuating shutoff members of individual coke ovens of a coke oven battery which comprises a plurality of actuating linkages which are connected to the shutoff members and an actuating mechanism connected to the linkages which includes a guide pulley assembly of individual pulley segments of different radii which are rotatably mounted on a common axis and which are connected through a flyer chain or similar connecting member for each pulley segment connected between a circumferential end of the pulley segment and an associated linkage.

A further object of the invention is to provide an actuating linkage for coke ovens which is simple in design rugged in construction and economical to manufacture.

The various features of novelty which characterize the invention are pointed out with particularity in the claims annexed to and forming a part of this disclosure.

For a better understanding of the invention, its operating advantages and specific objects attained by its uses, reference is made to the accompanying drawings and descriptive matter in which a preferred embodiment of the invention is illustrated.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

In the drawings:

FIG. 1 is a top plan view of a schematic guide pulley arrangement at the end of the readjusting linkages in accordance with the invention; and

FIG. 2 is a transverse section of the guide pulley arrangement with the inner and outer boxes.

DESCRIPTION OF THE PREFERRED EMBODIMENTS

Referring to the drawings in particular the invention embodied therein comprises a device for actuating shutoff members of individual coke ovens of a coke oven battery, which comprises a plurality of linkages 1 and 2 which are connected to the shutoff members (not shown) and which are moved for actuating these members. The device comprises an actuating mechanism connected to the linkages which includes a guide pulley assembly 10 of individual pulley segments 11 and 12, having circular arcs with different radii which are rotatably mounted on a common axis or pulley shaft 15. A flexible connecting member such as flyer chains 5 and 6 for each pulley segment is connected between a circumferential fastening point 13 or 14 of a selected pulley segment 11 and 12, and an associated linkage 2 or 1. As shown in FIGS. 1 and 2 each pulley segment is connected to a common hub 25 that can rotate around shaft 15.

Indicated in FIG. 1 are the two ends of the readjusting linkages 1 and 2 which are fastened to the pulley segments 11 and 12 via joints 3 and 4, the flyer chains 5 and 6 and the fastening points 13 and 14. A turnbuckle 7 is additionally provided on the one readjusting linkage 1, and two guide rollers 8 and 9 are provided at the other readjusting linkage 2 in the area of the flyer chain 6. The vertical shaft 15 of the guide pulley assembly 10 is mounted in an inner box 16 and on a bearing sleeve 21 that is fixed to the box 16, as evident particularly from FIG. 2. The shaft 15 is also adjustable in an outer box 17 and in longitudinal direction of the battery by means of the adjusting screws 18. As may be seen from FIG. 1, packs of Belleville washers 19 are additionally mounted on the adjusting screws 18. Finally, the outer box 17 is fixed at the fastening points 20. Shaft 15 can ride in longitudinal slots 22 provided in box 17 and box 16 can move longitudinally in box 17 due to rotation of screws 18 which are engaged between boxes 16 and 17, on opposite sides of pulley assembly 10. Boxes 16 and 17 form first and second support members for the pulley assembly.

While a specific embodiment of the invention has been shown and described in detail to illustrate the application of the principles of the invention, it will be understood that the invention may be embodied otherwise without departing from such principles.

What is claimed is:

1. A device for moving two linkages in opposite directions, each linkage being adapted for connection to its own set of shutoff circuit members of individual coke ovens of a coke oven battery, the device comprising two linkages, a guide pulley assembly having an axis and two pulley segments which are connected to each

other, said pulley segments being mounted to each other for common rotation around said axis, each pulley segment including a curved arc portion having a radius from said axis which is different from the radius of the curved arc portion of the other pulley segment, each arc portion having a circumferential fastening point, support means mounting said guide pulley assembly for rotation of said pulley segments around said axis, two flexible connecting members, each flexible connecting member having one end connected to one of said fastening points and an opposite end, each flexible connecting member being engagable against and trained around said curved arc portion of its pulley segment in opposite directions around said axis with said opposite ends of said connecting members being movable by different amounts and in opposite directions with rotation of said pulley segments due to the difference in radii of said curved arc portions, one of the linkages being connected to said opposite end of one flexible connecting member and the other of the linkages being connected to said opposite end of the other flexible connecting member so that rotation of said pulley segment around said axis caused the linkages to move in opposite directions and by different stroke lengths.

2. A device according to claim 1 wherein guide pulley assembly includes a pulley shaft extending along said axis, a hub mounted for rotation around said pulley shaft and both of said pulley segments being fixed to said hub.

3. A device according to claim 2 wherein said curved arc portions of said pulley segments are each circular, said fastening points are located at one end of each respective circular arc.

4. A device according to claim 3 wherein each of said flexible connecting members comprises a flyer chain.

5. A device according to claim 4 including a turnbuckle connected between the opposite end of one of said flyer chains and its respective linkage for changing an effective length of said flyer chain and its linkage.

6. A device according to claim 5 including a pair of guide rollers engaged on opposite sides of the other of said flyer chains, said guide rollers bending the other of said flyer chains for changing the effective length thereof from its one end to its opposite end.

7. A device according to claim 6 wherein said support means comprises a first support member carrying said pulley shaft and a second support member carrying said first support member for movement of said first support member so that said pulley shaft can be moved to move said opposite ends of said flyer chains together in the same direction.

8. A device according to claim 7 wherein said first support member comprises an inner box carrying said pulley shaft and said second support member comprises a second box engaged round said first box.

9. A device according to claim 8 including a plurality of screws engaged between said inner and outer boxes for moving said inner box with respect to said outer box.

10. A device according to claim 1 including a turnbuckle connected between said opposite end of one of said flexible connecting members and its linkage for changing the effective length of said one flexible connecting member and its linkage.

11. A device according to claim 1 including a pair of guide rollers engaged on opposite sides of one of said flexible connecting members for bending said one flexi-

5

ble connecting member to change its effective length between its one end and its opposite end.

12. A device according to claim 1 wherein said support means comprises a first support member on which said guide pulley assembly is mounted for rotation of said pulley segments around said axis, and a second support member carrying said first support member for movement of said first support member with respect to said second support member for moving said opposite

6

ends of said flexible members together in the same direction.

13. A device according to claim 12 wherein said first support member comprises an inner box, said second support member comprising an outer box engaged round said inner box, and a plurality of screws engaged between said inner and outer boxes for moving said inner and outer boxes with respect to each other.

* * * * *

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

Two=stroke opposed piston Diesel engine - involves outlet piston remote from crankshaft with shorter stroke than inlet piston

Publication number: DE4135386

Publication date: 1992-03-12

Inventor: FISCHER BERND (DE)

Applicant: FISCHER BERND (DE)

Classification:

- International: F02B75/28; F02B3/06; F02B75/02; F02B75/00;
F02B3/00; F02B75/02; (IPC1-7): F02B75/28; F02B75/32

- European: F02B75/28

Application number: DE19914135386 19911026

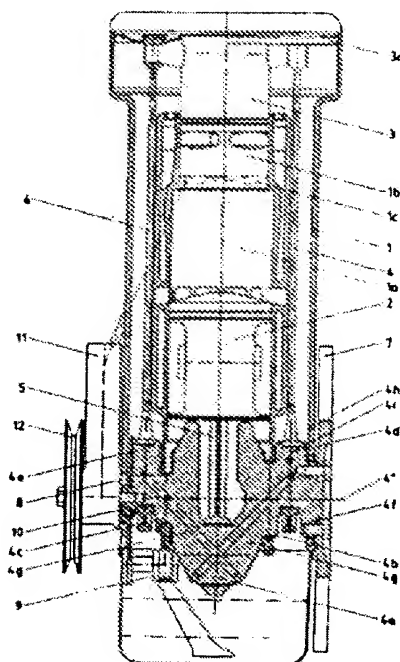
Priority number(s): DE19914135386 19911026

Report a data error here

Abstract of DE4135386

The two opposed pistons are connected to a common crankshaft via connecting rods. The rotary axis of the crankshaft intersects and crosses the rotary axes of the pistons. The crankshaft has three crank pins, the central of which is connected to the piston near to the crankshaft, whilst the other two outer pins, displaced through a crank angle of 180 deg. to that central, are connected to the piston remote from the crankshaft. This latter piston is the outlet piston (3), and in dia. is smaller than or equal to the inlet piston (2) and shorter in stroke. The main bearing pins (4b, 4c) of the crankshaft, or at least one of them, are arranged between the central (4a) and outer (4d, 4e) pins. The stroke of the outlet piston is shorter than the dia. of the outer crank pins, partic. that (4d) on the drive side.

USE/ADVANTAGE - In a two-stroke diesel engine with opposed pistons, to achieve a high quality of scavenging, using low amounts of air, and leaving a low amt. of residual gas in the cylinder.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

**19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES
PATENTAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 41 35 386 A 1**

(51) Int. Cl.⁵:
F 02 B 75/28
F 02 B 75/32

(21) Aktenzeichen: P 41 35 386.2
 (22) Anmeldetag: 26. 10. 91
 (43) Offenlegungstag: 12. 3. 92

DE 41 35 386 A1

Mit Einverständnis des Anmelders offengelegte Anmeldung gemäß § 31 Abs. 2 Ziffer 1 PatG

(71) Anmelder:
 Fischer, Bernd, O-5900 Eisenach, DE

(72) Erfinder:
 gleich Anmelder

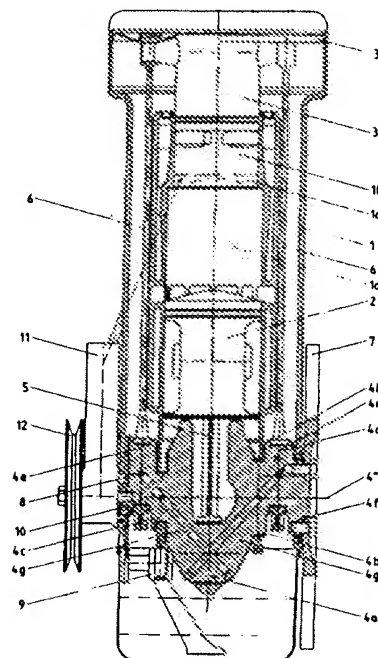
Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Zweitakt-Gegenkolbenmotor, insbesondere Dieselmotor

57) Bei einem Zweitakt-Gegenkolbenmotor, bei dem über direkte Kraftflußglieder, wie Pleuelstangen, ein kurbelwellennaher Kolben auf den mittleren Kurbelzapfen und ein kurbelwellenferner Kolben auf die beiden äußeren Kurbelzapfen einer Kurbelwelle wirkt, soll eine hohe Spül- und Verbrennungsqualität, kompakte, leichte und kostengünstige Bauweise in Ein- und Mehrzylinderausführung und hohe spezifische Leistung erreicht werden.

Der Auslaßkolben (3) als kurbelwellenferner Kolben ist im Durchmesser kleiner oder gleich und im Hub wesentlich kleiner als der Einlaßkolben (2), und die, mindestens aber ein Hauptlagerzapfen (4b, 4c) der Kurbelwelle sind zwischen dem mittleren (4a) und den äußeren Kurbelzapfen (4d, 4e) angeordnet. Die vorgeschlagene Zylindergeometrie und Hauptlageranordnung wirken miteinander kombiniert vorteilhaft zusammen und ermöglichen einen gespülten Brennraum (1c) mit hoher Drallzahl, sehr kompakte Bauweise in Zylinder- und Kurbelwellenachsrichtung und volle Ausnutzung der vom Einlaßtriebwerk ertragbaren Schnellläufigkeit. Günstige Ausführungsformen sind der Einzylindermotor, der Zweizylinder-Reihenmotor und der 180°-V-Motor, letzterer mit Kurbelschleifentrieb für die Auslaßkolben und vorteilhaft auch für die Einlaßkolben.

Fahrzeuge, insbesondere Kraftfahrzeuge; und Arbeitsmaschinen.



DE 41 35 386 A 1

Die Erfindung betrifft Zweitakt-Gegenkolbenmotoren, insbesondere Dieselmotoren, bei denen die beiden gegenläufig zusammenwirkenden Kolben über direkte Kraftflußglieder, wie z. B. Pleuelstangen oder Teile eines Kurbelschleifentriebs, auf eine gemeinsame Kurbelwelle wirken, deren Drehachse die Zylinderachse rechtwinklig schneidet oder kreuzt, wobei die Kurbelwelle drei Kurbelzapfen aufweist, von denen der mittlere mit dem kurbelwellennahen Kolben und die beiden dazu etwa um 180° Kurbelwinkel versetzt angeordneten äußeren Kurbelzapfen mit dem kurbelwellenfernen Kolben verbunden sind.

Zweitakt-Gegenkolbenmotoren der genannten Bauart werden z. B. in den Patentschriften DRP 68 981, DRP 3 77 315, DRP 7 31 039 und DRP 3 71 100 beschrieben. Solche beschriebenen und ausgeführten bekannten Motoren haben gleichen Zylinderdurchmesser und etwa gleich großen Hub für Einlaß- und Auslaßkolben. Dabei ergibt sich der Zwang zum Kompromiß zwischen der Qualität der Spülung einerseits und mehreren anderen wichtigen Eigenschaften andererseits.

Ein Hauptfaktor für die Qualität eines Zweitaktmotors ist die Qualität der Spülung. Bei der hier vorliegenden Gleichstrom-Drallspülung bewegt sich die Spülströmung, wenn der Spüldrall groß ist (d. h. wenn die Tangentialkomponente der Spülströmung überwiegt), vor allem entlang der Zylinderwand. Dies ist insofern günstig, als dadurch die Vermischung der kühlen, spezifisch schweren Spülluft mit dem heißen, spezifisch leichten Restgas im Zylinder wirksam gehemmt wird. Ungünstig dabei ist jedoch, daß der rotierende wandnahe Spülstrom infolge der Fliehkraft sich axial schnell bis zu den Auslaßschlitzen ausbreitet und durch diese abfließt, während ein heißer Restgaskern von erheblichem Durchmesser im Zylinder verbleibt. Um diesen ungünstigen Effekt gering zu halten, darf der Spüldrall nur mäßig sein. Dabei tritt jedoch an der Spülfront eine starke Vermischung zwischen Spülluft und Restgas ein. Sowohl diese Vermischung bei mäßigem Spüldrall als auch die genannte Voreilung des Spülstroms an der Zylinderwand bei hohem Spüldrall mindern die Qualität der Spülung. Um beide Effekte gering zu halten und eine hohe Qualität der Spülung zu erreichen, müssen der Verbrennungsraum (= Raum zwischen den beiden Kolbenböden im Gaswechseltotpunkt) im Verhältnis zum Zylinderdurchmesser lang, die Spülschlitze im Verhältnis zum Zylinderdurchmesser hoch und der Spüldrall mäßig sein. Der mäßige Spüldrall ist jedoch für die Verbrennung im Zylinder ungünstig. Wenn der Brennraumdurchmesser gleich dem Zylinderdurchmesser ist, ergibt sich dadurch eine träge Verbrennung mit ungünstigem thermischem Wirkungsgrad. Um eine schnellere Verbrennung zu erreichen, müssen entweder zwei oder mehr Einspritzdüsen auf dem Umfang des Zylinders verteilt angeordnet werden oder, wenn nur eine Einspritzdüse angeordnet werden soll, muß der Brennraumdurchmesser wesentlich kleiner als der Zylinderdurchmesser und somit im Kolben angeordnet sein, damit sich eine ausreichend große Drallzahl im Brennraum ergibt. Im letzteren Fall ist jedoch der Brennraum ungespült.

Aufgrund dieser Zusammenhänge muß der Hub des Einlaß- und des Auslaßkolbens zusammengekommen möglichst groß im Verhältnis zum Zylinderdurchmesser sein, wobei aber auch dies den Zielkonflikt zwischen der für die Spülung und für die Verbrennung optimalen

Größe des Spüldralls nicht aufhebt. Mit zunehmender Langhubigkeit wächst aber bekanntlich die Bauhöhe, die Masse und der Herstellungsaufwand des Motors, und für den kurbelwellennahen Kolben wird schon bei einem nur wenig über 1 liegenden Hub-Bohrungsverhältnis eine natürliche Grenze erreicht, oberhalb derer der Bewegungsraum der Pleuelstange so weit in die Zylinderlauffläche einschneidet, daß bei Zweitaktmotoren mit Ölabbstreifring am unteren Kolbenende eine progressive Zunahme der Bauhöhe mit dem Hub und weitere Nachteile auftreten.

Um auch mit einem Hub-Bohrungsverhältnis von nur wenig über 1 am kurbelwellennahen Kolben einen für eine hohe Spülqualität ausreichend langen Verbrennungsraum im Verhältnis zum Zylinderdurchmesser zu erhalten, muß auch der Hub des kurbelwellenfernen Kolbens etwa so groß wie der des kurbelwellennahen Kolbens sein, wie es bei bekannten Motoren dieser Bauart der Fall ist. Dies hat jedoch große Nachteile zur Folge. Es ergibt sich dadurch außer einer großen Bauhöhe des Motors ein sehr schweres und dabei wenig steifes Triebwerk für den kurbelwellenfernen Kolben, das großen Beschleunigungen unterliegt und große Massenkkräfte verursacht. Dabei muß wegen des Massenausgleichs auch das Triebwerk des kurbelwellennahen Kolbens unnötig schwer ausgeführt werden. Die infolge der langen Kraftflußlänge relativ geringe Steifigkeit des Triebwerks des kurbelwellenfernen Kolbens begünstigt starke Triebwerkschwingungen bei schnellem Verbrennungsdruckanstieg.

Ein weiterer Nachteil der bekannten Bauart ist bei gleitgelagerter Ausführung der große Abstand der Hauptlager von der Zylinderachse, der schon bei einem Einzylindermotor eine relativ lange und wenig biege-steife Kurbelwelle mit niedriger Biegeeigenfrequenz und bei Mehrzylinderanordnung außerdem einen übermäßig großen Zylinderabstand oder die bekannte Anordnung einer sehr aufwendigen Wälzlagerung bedingt.

Aus den genannten Gründen sind nur mäßige Drehzahlen erreichbar, und die bekannten Motoren dieser Bauart haben relativ hohen Masse- und Raumbedarf und konnten sich deshalb nicht durchsetzen.

Ziel der Erfindung ist es, die genannte Motorenbauart unter Beibehaltung ihrer prinzipiellen Einfachheit dahingehend weiterzuentwickeln, daß die genannten Nachteile vermieden und statt dessen insbesondere folgende Eigenschaften erreicht werden:

- Hohe Qualität der Spülung, insbesondere niedriger Spülluftaufwand und geringer im Zylinder verbleibender Restgasanteil;
- Hoher Spüldrall als Voraussetzung für einen gespülten Brennraum mit nur einer Einspritzdüse;
- Kompakte Bauweise mit geringem Masse- und Raumbedarf, insbesondere in Richtung der Zylinder- und der Kurbelwellenachse;
- Hohe Steifigkeit des Triebwerks;
- Eignung für hohe Drehzahl und hohe spezifische Leistung;
- Eignung für Mehrzylinderanführung.

Zur Erreichung dieser Ziele wird vorgeschlagen, daß der kurbelwellenferne Kolben der Auslaßkolben ist, daß er im Durchmesser kleiner und im Hub wesentlich kleiner als der Einlaßkolben ist und daß die Hauptlagerzapfen der Kurbelwelle, mindestens aber ein Hauptlagerzapfen, zwischen dem mittleren und den äußeren Kurbelzapfen angeordnet sind.

Durch die Verringerung des Auslaßkolbendurchmessers gegenüber dem Einlaßkolbendurchmesser wird erreicht, daß der wandnah rotierende Spülstrom nicht mehr ungehindert zu den Auslaßschlitzen vorausschleichen kann. Er wird vielmehr an der Stufe zwischen dem Einlaß- und dem Auslaßzylinder gestaut, bevor er in den Auslaßzylinder eintreten kann, wodurch sich die radiale Dicke des rotierenden Wandstroms im Einlaßzylinder wesentlich vergrößert und der Durchmesser des verbleibenden Restgaskerns abnimmt. Ein hoher Spüldrall bewirkt dabei kein wesentlich beschleunigtes Vordringen des Wandstromes zu den Auslaßschlitzen und somit auch keine Verminderung des Spülwirkungsgrades. Die Spülschlitze können niedrig und der Spüldrall hoch sein ohne Verschlechterung des Spülwirkungsgrades gegenüber der bekannten Bauart. Trotz der im Verhältnis zum Einlaßkolbendurchmesser niedrigeren Spülschlitze kann das für die Spülqualität bedeutende Verhältnis des gesamten Spülschlitzenquerschnitts zum Auslaßzylinderquerschnitt größer sein als bei der bekannten Bauart. Die niedrigeren Spülschlitze erlauben bei gleich großem Vorauslaßzeitquerschnitt auch entsprechend niedrigere Auslaßschlitze, und diese niedrigeren Schlitzhöhen ergeben einen geringeren Verlust an effektiv wirksamem Hubraum. Dieser Verlust wird außerdem durch den kleineren Anteil des Auslaßkolbenhubes am Gesamthub noch zusätzlich verringert. Dies ist darin begründet, daß das Verhältnis Schlitzhöhe zu Hub am Auslaßkolben wesentlich größer, und zwar in der Regel ungefähr doppelt so groß sein muß wie am Einlaßkolben.

Zur weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der vorgeschlagenen Zylindergeometrie wird weiterhin vorgeschlagen, den Brennraum im Übergangsbereich des Auslaßzylinders zum Einlaßzylinder, mit gleichem oder ungefähr gleichem Durchmesser wie der Auslaßzylinder, anzuordnen. Bei dieser Anordnung liegt der Brennraum vollständig im Spülstrom. Die zulässige und praktisch auch leicht erreichbare hohe Drallzahl der Spülströmung im Einlaßzylinder wird beim Eintritt in den Auslaßzylinder aufgrund des Drallgesetzes infolge der Durchmesserverminderung noch weiter erhöht und liegt in dieser Höhe auch während des Verbrennungstotpunktes im Brennraum vor. Aufgrund der hohen Brennraumdrallzahl ist nur eine Einspritzdüse erforderlich. Wegen der Durchmesserverminderung vergrößert sich bei gleichem Verdichtungsverhältnis die Brennraumhöhe, so daß ein zu flacher Brennraum vermieden wird. Der gespülte Brennraum ergibt als weiteren Vorteil eine besonders kleine wärmeabführende Oberfläche im Bereich des Verbrennungstotpunktes und somit geringen Verlust an nutzbarer Wärmeenergie.

Der Hub des Auslaßkolbens läßt sich gegenüber der bekannten Bauart wesentlich verringern. Ein günstiger Kompromiß bei noch ausreichend großem Vorauslaßzeitquerschnitt, nicht zu großer Auslaßvoreilung und nicht zu großem auslaßbedingtem Spülgedrängnis wird erreicht, wenn der Auslaßkolbendurchmesser 0,75- bis 0,9mal so groß wie der Einlaßkolbendurchmesser und der Auslaßkolbenhub 0,35- bis 0,5mal so groß wie der Einlaßkolbenhub ist. Der Hub des Auslaßkolbens kann um so kleiner ausgeführt werden, je vollständiger der Umfang des Auslaßzylinders für die Anordnung von Auslaßschlitzen ausgenutzt wird. Für eine maximale Ausnutzung wird weiterhin vorgeschlagen, daß im Auslaßzylinder statt mehrerer durch Stege getrennter Auslaßschlitze nur ein stegloser, ringförmig um den gesamten Zylinderumfang verlaufender Auslaßschlitz angeordnet ist. Für die hierbei besonders schwierige Kolben-

abdichtung stellen der vorgeschlagene kleine Auslaßkolbendurchmesser und -hub eine wesentliche Erleichterung dar. Durch die Verminderung des Auslaßkolbenhubes wird die Auslaßkolbenhöhe um den gleichen Betrag, die Kraftflußlänge zwischen Kurbelwelle und Auslaßkolbenboden und die Bauhöhe des Motors um den doppelten Betrag vermindert.

Da die translatorischen Massenkräfte des Auslaßtriebwerks wegen des Massenausgleichs genauso groß wie die des Einlaßtriebwerks sein müssen, der Hub des Auslaßkolbens aber z. B. nur 0,4mal so groß wie der des Einlaßkolbens ist, muß die translatorische Masse des Auslaßtriebwerks in diesem Fall 2,5mal so groß wie die des Einlaßtriebwerks sein. Aufgrund dessen kann trotz einer etwa doppelt so großen Kraftflußlänge des Auslaßtriebwerks durch entsprechend größere Kraftflußquerschnitte eine, bezogen auf die z. B. nur etwa 0,75mal so große Kolbenfläche des Auslaßtriebwerks, dem Einlaßtriebwerk etwa ebenbürtige Steifigkeit erreicht werden. Aufgrund der durch die vorgeschlagene Anordnung erreichten, bezogen auf die Kolbenfläche hohen Festigkeit und Steifigkeit des Auslaßtriebwerks kann die vom Einlaßtriebwerk ertragbare hohe Schnellläufigkeit in voller Höhe ausgenutzt werden; sie wird nicht mehr durch das Auslaßtriebwerk begrenzt. Dadurch können bei gleicher Leistung alle Abmessungen wesentlich verkleinert, die Drehzahl wesentlich erhöht und somit der Masse- und Raumbedarf und die Herstellungskosten des Motors entsprechend gesenkt werden. Hieraus eröffnet sich auch ein sehr vorteilhafter Einsatz des vorgeschlagenen Motors in Fahrzeugen und vielen weiteren Anwendungsbereichen.

Bei einem Gegenkolbenmotor mit gleich großem Durchmesser des Einlaß- und Auslaßkolbens heben sich die von den Kolben auf die Kurbelzapfen übertragenen Gaskräfte zu jedem Zeitpunkt gegenseitig auf. Die Kurbelwellenhauptlager dienen dabei im wesentlichen nur zur Schmierölauführung und zur Lagefixierung der Kurbelwelle im Kurbelgehäuse. Es ist bekannt, die Hauptlager beiderseitig außerhalb der äußeren Kurbelzapfen unter Zwischenschaltung von Kurbelwangen anzuordnen.

Infolge der erfindungsgemäßen Verringerung des Auslaßkolbendurchmessers auf z. B. 86,6% des Einlaßkolbendurchmessers überträgt der Auslaßkolben beispielsweise nur noch 75% der Gaskraft auf die Kurbelwelle wie der Einlaßkolben. Die anderen 25% müssen von den Hauptlagern aufgenommen werden. Wegen des großen Abstands der Hauptlager vom mittleren Kurbelzapfen würde sich dabei eine hohe Biegebeanspruchung und eine ungenügende Biegesteifigkeit der Kurbelwelle ergeben, bzw. es müßte die Kurbelwelle wesentlich verstärkt werden, was einen noch größeren Masse- und Raumbedarf und größere Lagerreibung zur Folge hätte.

Um dies zu umgehen, sind die Hauptlager, mindestens aber ein Hauptlager, erfindungsgemäß zwischen dem mittleren und den äußeren Kurbelzapfen angeordnet. Da dieser Bereich bei der bekannten Bauart von der Kurbelwange zur steifen Verbindung zwischen dem mittleren und dem äußeren Kurbelzapfen ausgefüllt wird, wäre bei dieser Bauart hier nicht genügend Platz für die Anordnung eines Hauptlagerzapfens und beiderseitig je einer Kurbelwange zur Verbindung mit dem mittleren und dem äußeren Kurbelzapfen.

Hierbei ist zu berücksichtigen, daß ein Gleitlager um so ungünstiger und problematischer wird, je geringer seine Breite im Verhältnis zum Durchmesser ist. Ein die

Kurbelwange übergreifender Gleitlagerzapfen mit übermäßig großem Durchmesser wäre zwar auch bei der bekannten Anordnung zwischen dem mittleren und dem äußeren Kurbelzapfen unterzubringen; das Lager würde aber sehr große Reibungsverluste und eine große Antriebsleistung der Ölpumpe für die Schmierölauführung verursachen. Aufgrund des erfindungsgemäß vorgesehenen geringen Auslaßkolbenhubs ergibt sich eine so große Durchmesserüberschneidung zwischen dem Hauptlagerzapfen und dem äußeren Kurbelzapfen, daß die Kurbelwange zwischen diesen beiden Lagerzapfen sehr schmal sein oder ganz entfallen kann. Infolgedessen verbleibt zwischen dem Hauptlagerzapfen und dem mittleren Kurbelzapfen genügend Raum für eine steife Kurbelwange.

Um eine ausreichende Durchmesserüberschneidung sicherzustellen, wird weiterhin vorgeschlagen, daß der Auslaßkolbenhub kleiner als der Durchmesser der äußeren Kurbelzapfen, insbesondere des abtriebsseitigen Kurbelzapfens, ist. Dadurch verläuft die Kurbelwellendrehachse innerhalb der äußeren Kurbelzapfen. Bei Einhaltung dieser Bedingung ist die vorgeschlagene Anordnung der Hauptlager zwischen dem mittleren und den äußeren Kurbelzapfen praktisch mit nahezu minimalen Zapfendurchmessern und somit geringen Reibverlusten möglich.

Die Einhaltung dieser Bedingung ergibt als weiteren Vorteil, daß sich auch die äußeren Fortsetzungen der Kurbelwelle mit sehr schmalen oder ohne Kurbelwangen unmittelbar an die äußeren Kurbelzapfen anschließen können. Somit ergibt sich auch in Richtung der Kurbelwellendrehachse eine außerordentlich kompakte Bauweise.

Durch die vorgeschlagene Verlegung der Hauptlager nach innen werden der Stützabstand und das Biegemoment in der Kurbelwelle kleiner und die Biegesteifigkeit und Biegeeigenfrequenz der Kurbelwelle erheblich größer als bei der bekannten Bauart.

Die durch die Erfindung erreichte extreme Leichtbauweise der Kurbelwelle erlaubt auch die ökonomische Verwendung sehr hochwertigen Werkstoffs für die Kurbelwelle, so daß die Lagerzapfendurchmesser und damit der Masse- und Raumbedarf und die Reibverlustleistung des Motors noch zusätzlich vermindert werden können.

Die vorgeschlagene Zylindergeometrie und die dazu vorgeschlagene Anordnung der Kurbelwellenlager sind jeweils für sich nur sehr schwer und mit ungünstigen Auswirkungen verwirklichtbar. Wenn sie jedoch, wie vorgeschlagen, miteinander kombiniert werden, wirken sie, wie oben dargelegt wurde, in sehr vorteilhafter Weise zusammen, so daß die angestrebten Eigenschaften erreicht werden, insbesondere gute Spül- und Verbrennungsqualität, kompakte Bauweise sowohl in Zylinder- als auch in Kurbelwellenrichtung, große Steifigkeit und Schnellläufigkeit und kostengünstige Leichtbauweise.

Der vorgeschlagene Gegenkolbenmotor hat auch als Mehrzylindermotor wesentliche Vorteile gegenüber einem Motor der bekannten Bauart.

Eine besonders vorteilhafte Mehrzylinderanordnung bei dem vorgeschlagenen Motor ergibt die Anordnung von zwei Zylindern, mit oder vorzugsweise ohne Achsenversatz, einander gegenüberliegend beiderseits der Kurbelwelle, wobei ihre einander gegenüberliegenden Einlaß- und Auslaßtriebwerke jeweils auf denselben Kurbelzapfen wirken (180°-V-Motor).

Es können auch mehrere Zylinder oder 180°-V-Zylinderpaare in Richtung der Kurbelwellenachse aneinan-

dergereiht und an ihren äußeren Kurbelzapfen durch eine zwischengeschaltete, vorzugsweise scheibenförmige Kurbelwange geringer Breite verbunden werden. Dabei kann eines der beiden Hauptlager zwischen den beiden Zylinderachsen entfallen. Diese Aneinanderreihung ergibt im Unterschied zu der bekannten Bauart einen noch akzeptablen Zylinderabstand ohne zusätzlichen Aufwand, wie ihn die bekannte Anordnung eines Wälzlagers um die scheibenförmige Kurbelwange erfordert. Die Erfindung ermöglicht somit auch eine sinnvolle Anwendung der Reihenbauweise bei einem Gegenkolbenmotor mit direkter Anlenkung aller Kolben an nur einer Kurbelwelle.

Als weitere vorteilhafte Ausgestaltung der Erfindung wird vorgeschlagen, Kurbelschleifentriebe für das Auslaßtriebwerk zu verwenden. Dabei ist auf jedem äußeren Kurbelzapfen ein geteilter Gleitstein drehbar gelagert, der zugleich in einem Kurbelschleifenrahmen quer zur Zylinderachse verschiebbar gelagert ist. Jeder der beiden Kurbelschleifenrahmen ist durch seinen parallel zur Zylinderachse verlaufenden Anschlußarm starr mit dem Auslaßkolben verbunden. Die Kurbelschleifenrahmen benötigen dabei außer der Führung durch den Auslaßkolben noch je eine besondere Führung in der Nähe der Kurbelwelle.

Besonders vorteilhaft ist die Verwendung von Kurbelschleifentrieben für den Auslaßkolben beim 180°-V-Motor. Bei diesem genügt ein für beide Auslaßkolben gemeinsamer Kurbelschleifenrahmen an jeder Zylinderseite, der über seine beiden zueinander entgegengesetzt gerichteten Anschlußarme die beiden Auslaßkolben starr miteinander verbindet und infolgedessen keinerlei zusätzliche Führung benötigt.

Die besondere Eignung des Kurbelschleifentriebs für das Auslaßtriebwerk bei dem erfindungsgemäßen Motor ergibt sich aus dem relativ kleinen Hub des Auslaßkolbens. Ein Kurvenschleifenrahmen hat naturgemäß eine größere translatorische Masse als ein entsprechendes Pleuel mit Pleuellbolzen. Durch den kleinen Auslaßkolbenhub ist einerseits die Querausdehnung der Gleitführung und damit die translatorische Masse verhältnismäßig klein, andererseits ist die für den Massenausgleich erforderliche Sollmasse des Kurbelschleifenrahmens verhältnismäßig groß. Aufgrund dessen kann sogar bei einer kostengünstigen Ausbildung des Kurbelschleifenrahmens als Gußteil das Einlaßtriebwerk optimal leicht dimensioniert und seine ertragbare Schnellläufigkeit in voller Höhe ausgenutzt werden.

Als weitere vorteilhafte Ausgestaltung der Erfindung wird die Verwendung eines Kurbelschleifentriebs für das Einlaßtriebwerk, insbesondere bei einem 180°-V-Motor, vorgeschlagen. Dabei ist auf dem mittleren Kurbelzapfen ein geteilter Gleitstein drehbar gelagert, der zugleich in einem Kurbelschleifenrahmen quer zur Zylinderachse verschiebbar gelagert ist. Der Kurbelschleifenrahmen ist mit den beiden Einlaßkolben starr, vorzugsweise aber einstückig, verbunden. Infolge des vom Kurbelschleifenrahmen in Richtung der Zylinderachse benötigten langen Bewegungsraums würde sich hier, wenn ein Ölabbstreifring erforderlich ist, bei der üblichen Anordnung des Ölabbstreifrings am kurbelwellenseitigen Kolbenende ein wesentlich größerer Raumbedarf des Motors in Richtung der Zylinderachse ergeben als bei Verwendung eines Kurbelstangentriebs.

Um dies zu vermeiden, wird vorgeschlagen, daß die inneren Stirnseiten der Hauptlagerzapfen der Kurbelwelle in dem vom mittleren Kurbelzapfen radial abgewandten Bereich einen Abstand von der Zylinderachse

haben, der mindestens dem Radius des Einlaßkolbens entspricht und daß der Einlaßkolben im Gaswechseltotpunkt in den Raum zwischen diesen beiden Stirnseiten eingetaucht ist. In Verbindung damit wird vorgeschlagen, daß, wenn ein Ölabbstreifring erforderlich ist, der Ölabbstreifring im Einlaßzylinder angeordnet ist und das Öl vom Einlaßkolben abstreift.

Hierdurch kann der Kolbenboden des Einlaßkolbens wesentlich näher an der Kurbelwellendrehachse angeordnet werden, so daß die erforderliche Baulänge in Richtung der Zylinderachse sogar erheblich kleiner ist als bei einem Motor mit Kurbelstangentrieb. Die erreichbare Einsparung an Baulänge im Vergleich zum Kurbelstangentrieb beträgt etwa die Hälfte des Einlaßkolbenhubs.

Die hier vorgeschlagene Ausbildung der Kurbelwelle, normalerweise in Verbindung mit der dazu vorgeschlagenen Anordnung eines Ölabbstreifrings, ist auch beim Einzylindermotor oder Mehrzylinder-Reihenmotor anwendbar, wenn der Kurbelschleifenrahmen, vorzugsweise an seinem vom Einlaßkolben abgewandten Ende, zusätzlich geführt wird. Sie ist auch in Verbindung mit dem Kurbelstangentrieb prinzipiell verwendbar, hier aber in den meisten Fällen kaum vorteilhaft.

Nachstehend wird die Erfindung anhand mehrerer gezeichneter Ausführungsbeispiele veranschaulicht. Es zeigen

Fig. 1 einen Einzylinderdieselmotor mit Kurbelstangentrieb für Einlaß- und Auslaßkolben,

Fig. 2 die Kurbelwellenanordnung eines Zweizylinder-Reihenmotors mit Kurbelstangentrieb für Einlaß- und Auslaßkolben,

Fig. 3 und 4 einen Zweizylinder-180°-V-Dieselmotor mit Kurbelschleifentrieb für Einlaß- und Auslaßkolben.

- 1 — Zylinderblock
- 1* — Zylinderachse
- 1a — Einlaßzylinder
- 1b — Auslaßzylinder
- 1c — Verdichtungsraum (Brennraum)
- 2, 2a, 2b — Einlaßkolben
- 2c — Kurbelschleifenrahmen (für Einlaßkolben)
- 3 — Auslaßkolben
- 3a — Spülgebläsekolben
- 4* — Kurbelwellendrehachse
- 4a — mittlerer Kurbelzapfen
- 4b — Hauptlagerzapfen (abtriebseitig)
- 4c — Hauptlagerzapfen
- 4d — äußerer Kurbelzapfen (abtriebseitig)
- 4e — äußerer Kurbelzapfen
- 4f — Anschlußzapfen (abtriebseitig)
- 4g — Kurbelwange (am mittleren Kurbelzapfen)
- 4h — Kurbelwange (am äußeren Kurbelzapfen innen)
- 4i — Kurbelwange (am äußeren Kurbelzapfen außen)
- 4j — innere Stirnseite (des Hauptlagerzapfens)
- 5 — Einlaßpleuel
- 6 — Auslaßpleuel
- 7 — Schwungrad
- 8 — Zahnrad
- 9 — Ölpumpe
- 10 — Einspritzpumpennocken
- 11 — Kraftstoffeinspritzpumpe
- 12 — Antriebsrad für Nebenaggregate
- 13 — Kurbelwange (zwischen zwei Zylindern)
- 14 — Gleitstein (für Einlaßkurbelschleifentrieb)
- 15 — Gleitstein (für Auslaßkurbelschleifentrieb)
- 16 — Kolbenring
- 17 — Kurbelschleifenrahmen (für Auslaßkolben)

18 — Ölabbstreifring

Bei dem Motor in Fig. 1 ist der Durchmesser des Auslaßkolbens (3) 0,866mal und der Hub 0,4mal so groß wie der des Einlaßkolbens (2). Die Kurbelwelle hat einen mittleren Kurbelzapfen (4a) für das Einlaßpleuel (5) und zwei äußere Kurbelzapfen (4d, 4e) für die beiden langen Auslaßpleuel (6). Zwischen dem mittleren und den beiden äußeren Kurbelzapfen ist je ein sehr schmaler Hauptlagerzapfen (4b und 4c) angeordnet. Da der Auslaßkolbenhub kleiner als der Durchmesser der äußeren Kurbelzapfen ist, liegt die Kurbelwellendrehachse (4*) innerhalb des Kurbelzapfenquerschnitts. Infolgedessen ist die Durchmesserüberschneidung insbesondere zwischen dem abtriebseitigen Kurbel- (4d) und Hauptlagerzapfen (4b) so groß, daß für die Übertragung des Biegemoments zwischen beiden Zapfen gar keine Kurbelwange erforderlich wäre. Um aber für die Übertragung des Torsionsmoments den Kurbelzapfenquerschnitt voll auszunutzen und dadurch mit einem annähernd minimalen Hauptzapfen- und Kurbelzapfendurchmesser auszukommen, ist zwischen den beiden Zapfen eine sehr schmale Kurbelwange (4h) angeordnet. Die beiden Hauptlager nehmen zusammen nur die Differenz zwischen der Gaskraft des Einlaß- und des Auslaßkolbens auf; dies sind im vorliegenden Fall 25% der Gaskraft des Einlaßkolbens. Infolgedessen genügt für sie die für die Ölzuführung nötige Lagerbreite. Diese geringe Lagerbreite in Verbindung mit der sehr geringen Breite der Kurbelwange (4h) am äußeren Kurbelzapfen läßt noch genügend Raum für die biege- und steife Ausbildung der Kurbelwangen (4g) am mittleren Kurbelzapfen.

Auch zwischen dem abtriebseitigen Kurbelzapfen (4d) und dem Anschlußzapfen (4f) zum Schwungrad (7) genügt eine sehr schmale Kurbelwange (4i) zur Drehmomentübertragung, so daß das Schwungrad (7) unmittelbar neben dem Zylinderblock (1) angeordnet ist.

Am gegenüberliegenden Kurbelwellenende ist dicht neben dem Kurbelzapfen (4e) das Zahnrad (8) zum Antrieb der Ölpumpe (9) und der Einspritzpumpennocken (10) angeordnet. Der Zylinderblock (1) hat auch im Kurbelgehäusebereich nur die Mindestbreite, die für die Von-oben-Montage der am Auslaßkolben (3) vormontierten Auslaßpleuel (6) erforderlich ist. Außerhalb des Zylinderblocks ist unmittelbar anschließend die Kraftstoffeinspritzpumpe (11) und das Antriebsrad (12) für Nebenaggregate angeordnet. Dies alles beweist die außerordentliche Kompaktheit des vorgeschlagenen Gegenkolbenmotors in Richtung der Kurbelwellendrehachse (4*).

Die Ölzuführung zur Kurbelwelle erfolgt nur an dem einen Hauptlager mit dem kleineren Durchmesser und die Ölverteilung zu allen übrigen Kurbelwellenlagern durch nur 2 schräge Hauptbohrungen. Dadurch ist die benötigte Ölpumpenförder- und -antriebsleistung außerordentlich klein. Unmittelbar am Auslaßkolben (3) ist der Spülgebläsekolben (3a) des Kolbenspülgebläses angeordnet. Diese Anordnung benötigt den geringstmöglichen Raum-, Masse- und Bauaufwand und prinzipiell auch den kleinstmöglichen Bedarf an Antriebsleistung für das Spülgebläse. Wegen des kleinen Auslaßkolbenhubs ist auch bei Maximaldrehzahl die Kolbengeschwindigkeit des Spülgebläsekolbens und damit auch die Strömungsgeschwindigkeit und der Druckverlust in den selbsttätigen Ventilen des Spülgebläses relativ klein, so daß der theoretisch fast 100% betragende adiabatische Wirkungsgrad des direkt vom Auslaßkol-

ben angetriebenen Kolbenspülgebläses auch praktisch annähernd erreicht wird.

Die translatorische Masse des Auslaßkolbentriebs ist wegen des Massenausgleichs 2,5mal so groß wie die des Einlaßkolbentriebs. Dies ermöglicht eine sehr reichliche Dimensionierung des Auslaßkolbentriebs mit der Folge niedriger Beanspruchung, weswegen die Auslaßpleuel kostengünstig als Gußteile hergestellt werden können. Wegen des kleinen Auslaßkolbenhubes ist auch die von der eigenen Fliehkraft verursachte Biegespannung im Pleuelschaft der Auslaßpleuel trotz der großen Pleuellänge auch bei der höchsten vom Einlaßtriebwerk ertragbaren Drehzahl nur mäßig groß.

Der Verdichtungsraum (Brennraum) (1c) ist im Auslaßzylinder (1b) zwischen den unzerklüfteten Kolbenböden des Einlaß- und Auslaßkolbens angeordnet und hat eine verhältnismäßig kleine wärmeabführende Oberfläche. Er ist infolge des kleineren Auslaßkolbendurchmessers ausreichend kompakt und befindet sich vollständig im Spülstrom. Die Drallzahl erhöht sich beim Eintritt des Spülstroms vom Einlaßzylinder (1a) in den Auslaßzylinder (1b) infolge der Durchmessererminderung um 33% und hat auch im Verbrennungstotpunkt dieselbe Größe. Die Stufe zwischen Einlaß- und Auslaßzylinder wirkt der fliehkraftbedingten Tendenz zur Konzentration des Spülstroms auf den zylinderwandnahen Bereich entgegen.

All dies ergibt trotz des verhältnismäßig kleinen Gesamthubs und der dadurch ermöglichten geringen Motorhöhe und Motormasse eine hohe thermodynamische Qualität des Motors mit der Folge niedrigen Kraftstoffverbrauchs und hoher Leistung.

Die in Fig. 2 gezeigte Kurbelwellenanordnung für einen Zweizylinder-Reihenmotor basiert auf den Hauptabmessungen des Einzylindermotors nach Fig. 1. Sie besteht im Prinzip aus zwei aneinandergesetzten Einzylinderkurbelwellen, deren beide einander benachbarte äußere Kurbelzapfen (4d, 4e) durch eine schmale Kurbelwange (13) einstückig verbunden sind. Diese Kurbelwange ist zur möglichst gleichmäßigen Übertragung des Torsionsmoments auf die anschließenden Kurbelzapfen (4d, 4e) als großflächige Scheibe und im vorliegenden Ausführungsbeispiel zugleich als Antriebszahnrad für Nebenaggregate ausgebildet. Eines der sonst zwischen dem mittleren (4a) und äußeren Kurbelzapfen (4d, 4e) angeordneten Hauptlager ist entfallen, so daß sich nur noch ein Hauptlagerzapfen (4c) zwischen den Zylinderachsen (1*) der einander benachbarten Zylinder befindet.

Fig. 3 und 4 zeigen die Anwendung der Erfindung an einem 180°-V-Motor bei gleichzeitiger Verwendung von Kurbelschleifentrieben für Einlaß- und Auslaßkolben. Bei diesem Ausführungsbeispiel wurden mit Rücksicht auf die Besonderheiten des einlaßkolbenseitigen Kurbelschleifentriebs gleich große Durchmesser für Einlaß- und Auslaßkolben gewählt und dabei zugunsten höchster Kompaktheit eine weniger gute Spülqualität in Kauf genommen. Die beiden Einlaßkolben (2a, 2b) sind mit dem Kurbelschleifenrahmen (2c) einstückig verbunden. In dem letzteren ist ein geteilter Gleitstein (14) verschiebbar gelagert, der zugleich auf dem mittleren Kurbelzapfen (4a) drehbar gelagert ist. Der mittlere Kurbelzapfen (4a) ist über Kurbelwangen (4g) mit scheibenähnlichen Hauptlagerzapfen (4b, 4c) verbunden. An letztere schließen sich unmittelbar, also ohne Kurbelwangen, die äußeren Kurbelzapfen (4d, 4e) an. Auf letzteren sind geteilte Gleitsteine (15) drehbar gelagert, die zugleich in den beiden Kurbelschleifenrahmen (16) ver-

schiebbar gelagert sind. Letztere sind jeweils über ihre beiden zueinander entgegengesetzt gerichteten Anschlußarme starr mit den beiden Auslaßkolben (3) verbunden. Die äußeren Fortsetzungen der Kurbelwelle entsprechen denen in Fig. 1.

Der Zylinderblock (1) ist mit Rücksicht auf den Zusammenbau des Motors in der Kurbelwellendrehachse (4*) geteilt.

Die Ölabstreifringe (18) für die Einlaßkolben (2a, 2b) sind im Einlaßzylinder (1a) in der Nähe der Spülschlitze, unmittelbar unterhalb der Lage des Kolbenrings (16) im Gaswechseltotpunkt, angeordnet und streifen das Öl von den Einlaßkolben ab. Der Einlaßkolben (2a) taucht in seinem Gaswechseltotpunkt in den Raum zwischen den beiden Hauptlagerzapfen (4b, 4c) ein. Durch diese beiden Maßnahmen wird die extrem kurze Bauweise in Richtung der Zylinderachse (1*) erreicht.

Zum problemlosen Einführen des Einlaßkolbens (2a, 2b) in den Ölabstreifring (18) beim Zusammenbau des Motors wird der Ölabstreifring zuvor durch einen Montagekonus gespreizt, der dann durch das offene Ende des Auslaßzylinders (1b) entfernt wird. Um den Montagekonus unkompliziert ausführen und problemlos entfernen zu können, wurde der Durchmesser des Auslaßkolbens gleich dem des Einlaßkolbens gewählt.

Prinzipielle kinematische Vorteile des Kurbelschleifentriebs gegenüber dem Kurbelstangentrieb für den Einlaßkolben sind das Fehlen der Massenkräfte zweiter und höherer Ordnung und die geringere Kolbenbeschleunigung um den Verbrennungstotpunkt, die zwar einerseits einen geringfügig größeren Wärmeübergangsverlust verursacht, aber andererseits im oberen Lastbereich ein geringfügig höheres effektives Expansionsverhältnis ermöglicht, was eventuell einen geringfügig höheren indizierten Wirkungsgrad zur Folge hat. Dafür ist allerdings die Kolbenbeschleunigung um den Gaswechseltotpunkt größer, wodurch eine größere Höhe der Spülschlitze und ein größerer Hub und/oder ein größerer Durchmesser des Auslaßkolbens erforderlich sind. Dies ist ebenfalls mit ein Grund für die Wahl gleich großer Durchmesser für Einlaß- und Auslaßkolben bei diesem Ausführungsbeispiel. Hinsichtlich des Massenausgleichs bringt der Kurbelschleifentrieb am Einlaßkolben beim 180°-V-Motor keine Vorteile, denn auch die Massenkräfte höherer Ordnung des Kurbelstangentriebs sind beim 180°-V-Motor vollständig ausgeglichen. Es ergeben sich aber durch den Einlaßkurbelschleifentrieb speziell am 180°-V-Motor folgende Vorteile:

- Durch die einstückige Verbindung beider Einlaßkolben mit dem Kurbelschleifenrahmen wird sowohl der Herstellungsaufwand als auch die translatorische Masse niedrig gehalten.

- Die beidseitig wirkenden Gaskräfte heben sich zusammen mit den Massenkräften teilweise im Kolben auf, so daß die resultierende Kraft auf den Gleitstein der Kurbelschleife gering und damit auch die Lagerreibung nur mäßig groß ist.

- Die große Abstützbasis des einstückigen Doppelkolbens gegenüber dem Kippmoment, das außerdem wegen der teilweisen Kräftekompensation relativ klein ist, ergibt geringe Querstützkräfte an den beiden Einlaßkolben und dadurch geringe Kolbenreibung. Dies und die mäßige Lagerreibung lassen einen ähnlich guten mechanischen Wirkungsgrad wie beim Kurbelstangentrieb erwarten.

1. Zweitakt-Gegenkolbenmotor, insbesondere Dieselmotor, bei dem die beiden gegenläufig zusammenwirkenden Kolben über direkte Kraftflußglieder, wie z. B. Pleuelstangen oder Teile eines Kurbelschleifentriebs, auf eine gemeinsame Kurbelwelle wirken, deren Drehachse die Zylinderachse rechtwinklig schneidet oder kreuzt, wobei die Kurbelwelle drei Kurbelzapfen aufweist, von denen der mittlere mit dem kurbelwellennahen Kolben und die beiden dazu etwa um 180° Kurbelwinkel versetzt angeordneten äußeren Kurbelzapfen mit dem kurbelwellenfernen Kolben verbunden sind, **dadurch gekennzeichnet**, daß der kurbelwellenferne Kolben der Auslaßkolben (3) ist, daß er im Durchmesser kleiner oder gleich und im Hub wesentlich kleiner als der Einlaßkolben (2) ist und daß die Hauptlagerzapfen (4b, 4c) der Kurbelwelle, mindestens aber ein Hauptlagerzapfen, zwischen dem mittleren (4a) und den äußeren Kurbelzapfen (4d, 4e) angeordnet sind.

2. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Hub des Auslaßkolbens (3) kleiner als der Durchmesser der äußeren Kurbelzapfen, insbesondere des abtriebseitigen Kurbelzapfens (4d), ist.

3. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Durchmesser des Auslaßkolbens (3) 0,75- bis 0,9mal so groß wie der des Einlaßkolbens (2) ist.

4. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach Anspruch 1 oder 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Hub des Auslaßkolbens (3) 0,35- bis 0,5mal so groß wie der des Einlaßkolbens (2) ist.

5. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen den Hubräumen des Einlaß- und Auslaßkolbens ein im wesentlichen scheibenförmiger Verdichtungsraum (Brennraum) (1c) angeordnet ist, dessen Durchmesser gleich oder ungefähr gleich dem Durchmesser des Auslaßzylinders (1b) ist.

6. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß im Auslaßzylinder (1b) statt mehrerer durch Stege getrennter Auslaßschlitze nur ein stegloser, ringförmig um den gesamten Zylinderumfang verlaufender Auslaßschlitz angeordnet ist.

7. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zwei Zylinder einander gegenüberliegend beiderseits der Kurbelwelle angeordnet sind und ihre einander gegenüberliegenden Einlaß- und Auslaßtriebwerke jeweils auf denselben Kurbelzapfen (4a, 4d, 4e) wirken (180° -V-Motor).

8. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach Anspruch 1 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß mehrere Zylinder oder 180° -V-Zylinderpaare in Richtung der Kurbelwellendrehachse (4^*) aneinandergereiht sind, daß die einander benachbart liegenden äußeren Kurbelzapfen (4d, 4e) benachbarter Zylinder durch eine vorzugsweise scheibenförmige Kurbelwange (13) verbunden sind und daß zwischen den Zylinderachsen (1^*) benachbarter Zylinder nur ein Hauptlager angeordnet ist.

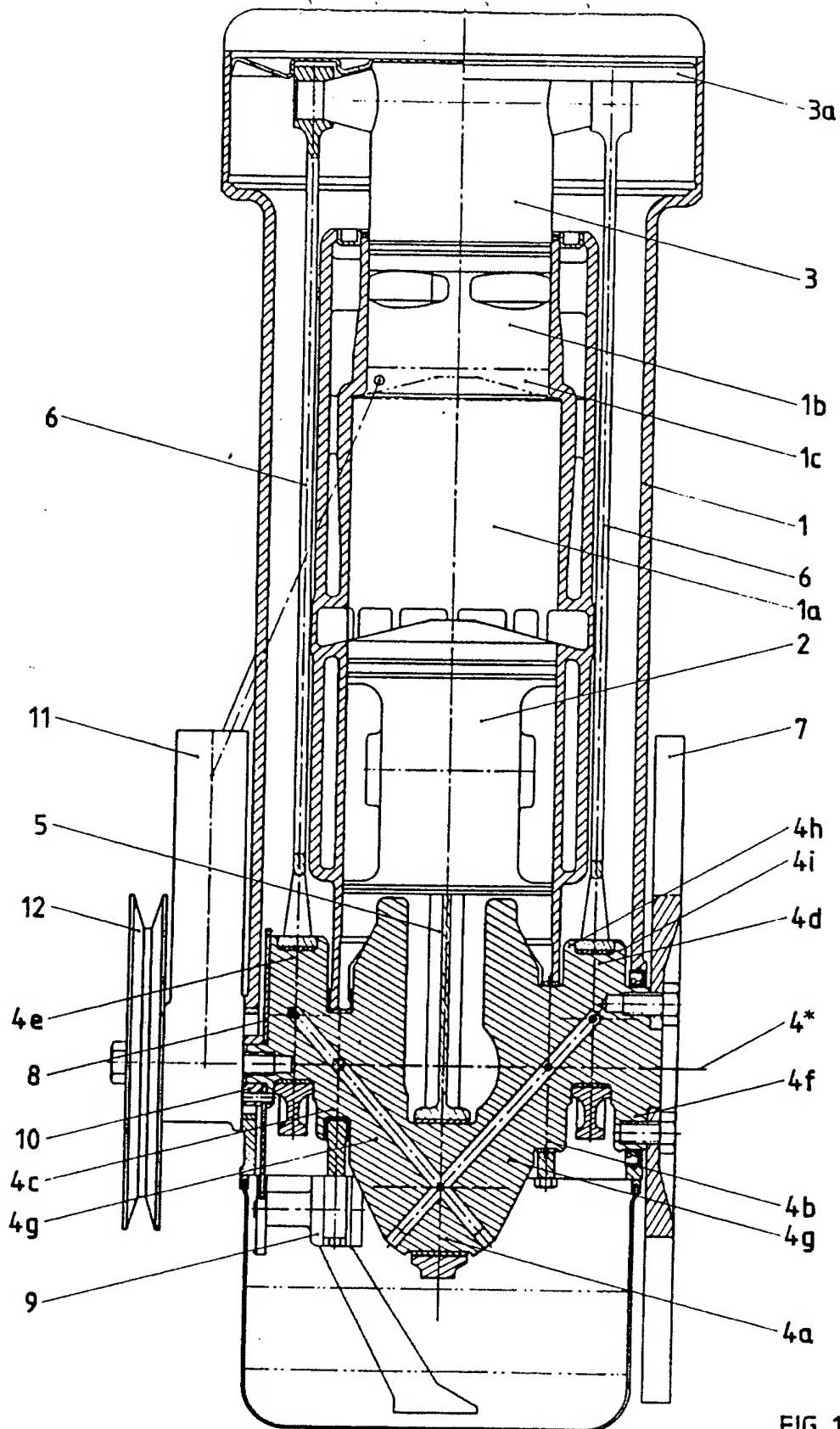
9. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Auslaßkolben (3) durch zwei beiderseits des Zylinders angeordnete Kurbelschleifentriebe mit den äußeren Kurbelzapfen (4d, 4e) der Kurbelwelle verbunden ist, wobei die beiden Kurbelschleifenrahmen (17) starr mit dem Auslaßkolben verbunden sind.

10. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Einlaßkolben (2a, 2b) durch einen Kurbelschleifentrieb mit dem mittleren Kurbelzapfen (4a) der Kurbelwelle verbunden ist, wobei ein Kurbelschleifenrahmen (2c) starr, vorzugsweise aber einstückig, mit dem Einlaßkolben verbunden ist.

11. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die inneren Stirnseiten (4j) der Hauptlagerzapfen (4b, 4c) der Kurbelwelle in dem vom mittleren Kurbelzapfen (4a) radial abgewandten Bereich einen Abstand von der Zylinderachse (1^*) haben, der mindestens dem Radius des Einlaßkolbens (2a, 2b) entspricht, und daß der Einlaßkolben im Gaswechseltotpunkt in den Raum zwischen den beiden Hauptlagerzapfen (4b, 4c) eingetaucht ist.

12. Zweitakt-Gegenkolbenmotor nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß ein Ölabstreifring (18) im Einlaßzylinder (1a) angeordnet ist, der das Öl vom Außendurchmesser des Einlaßkolbens (2a, 2b) abstreift.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen



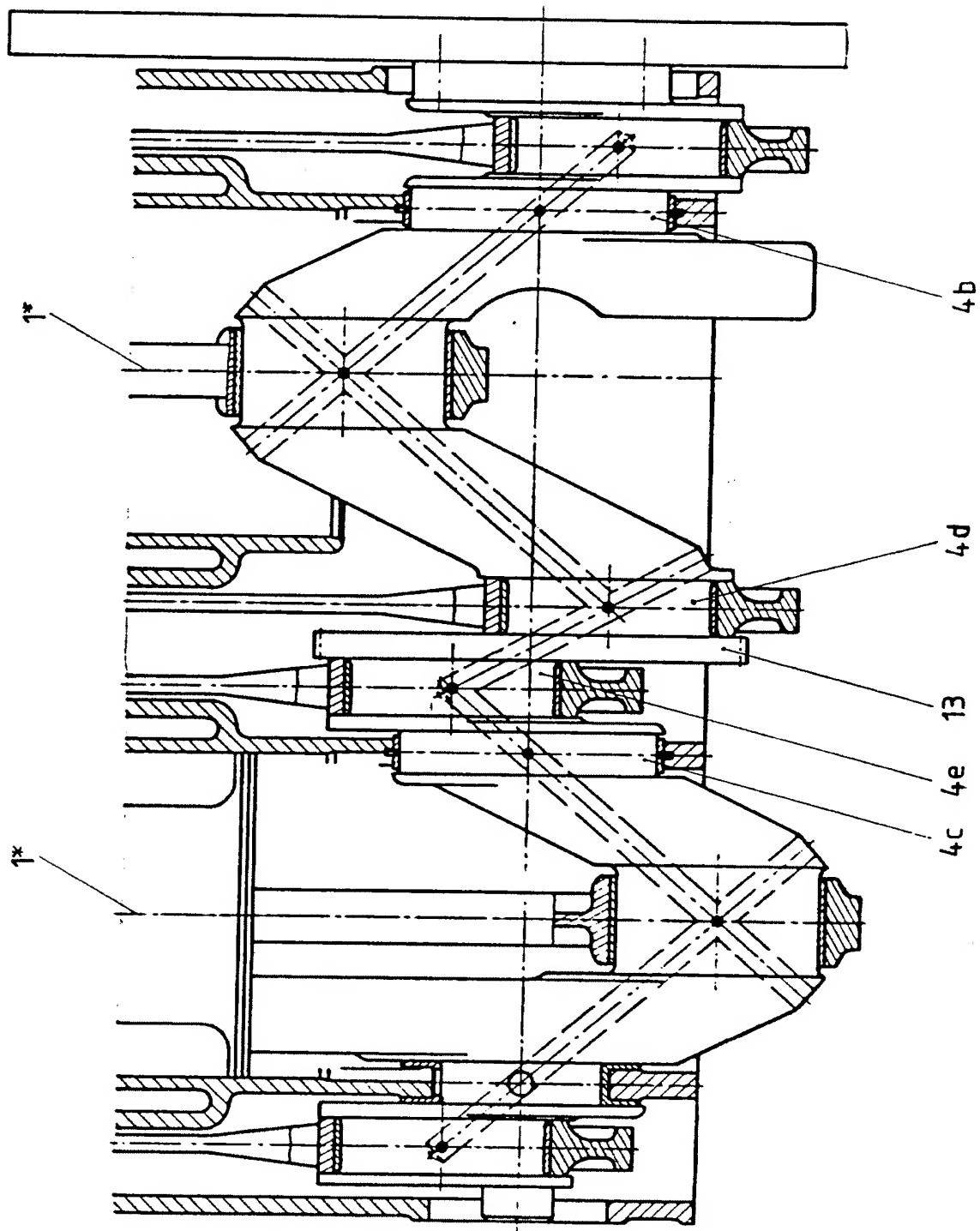


FIG. 2

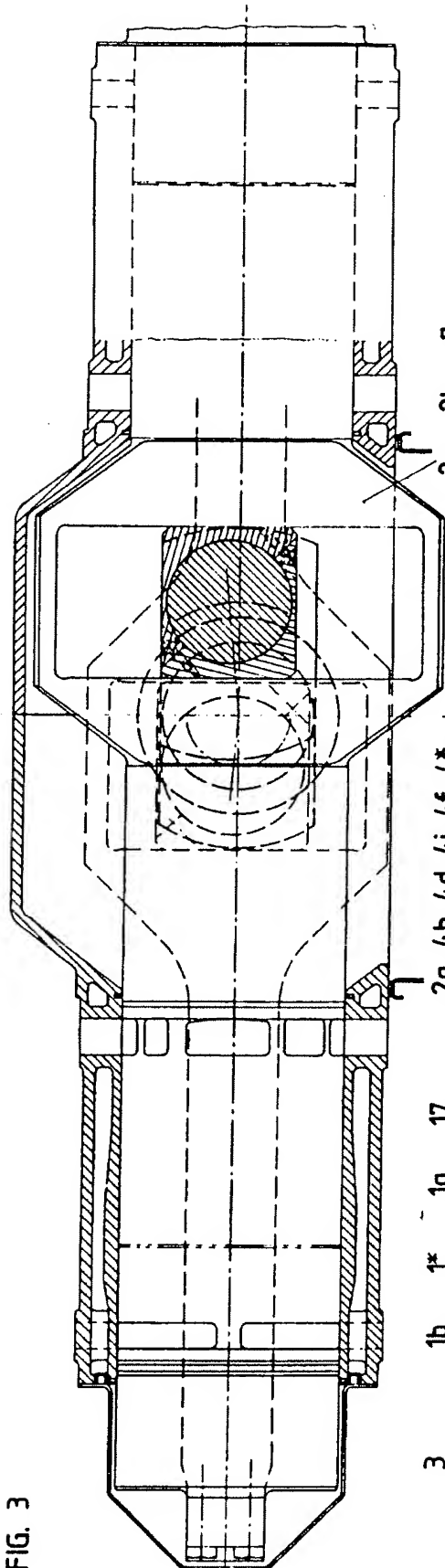


FIG. 3

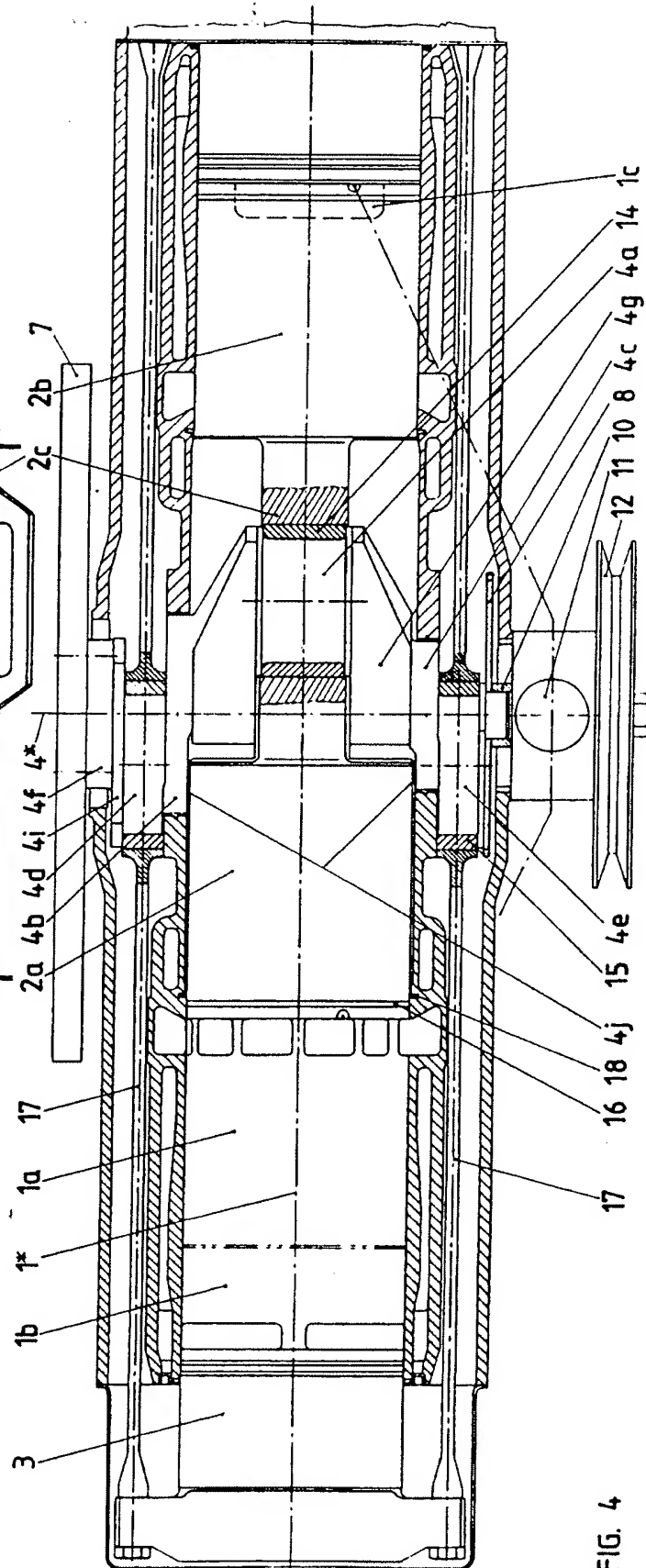


FIG. 4